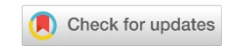
МЕХАНИКА
MECHANICS





УДК 621.836.2; 621.89.012.75

Оригинальное эмпирическое исследование

https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-316-327

Исследование параметров, влияющих на установление гидростатического режима в узле крейцкопф-направляющие плунжерного насоса высокого давления

М.В. Корчагина ✉, **В.Н. Степанов**, **С.О. Киреев**, **А.Р. Лебедев**

Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

✉ ms.korchaginamv@mail.ru



EDN: TSFHRJ

Аннотация

Введение. При использовании технологии гидроразрыва пласта для повышения эффективности пластовых флюидов используют насосы высокого давления с крейцкопфной компоновкой приводной части. Основная проблема при эксплуатации данных насосов — износ направляющих крейцкопфа, представляющего собой плоскую поступательную пару трения, приводящий к износу уплотнений плунжера и снижению основных показателей насоса. На пути решения данной задачи ранее было предложено применение новых материалов и антифрикционных покрытий, оригинальных конструкций узлов трения и пр. Однако детального описания и решения рассматриваемой проблемы в настоящее время в литературе не найдено. Целью данного исследования является определение при максимальной нагрузке влияния конструкции узла, температуры процесса и давления в системе смазки на значения параметров, обеспечивающих гидростатический режим для плоского подпятника в узле крейцкопф-направляющие плунжерного насоса высокого давления.

Материалы и методы. Определение параметров проводилось методом имитационного моделирования с использованием модального анализа, применимого в случае возникновения высоких динамических нагрузок, действующих на исследуемый узел. Расчет гидродинамических параметров смазочного слоя основан на объединении модели Рейнольдса и модели Стокса в численном моделировании. Исследование проводилось с использованием расчетной модели, представляющей собой секцию плунжерного насоса, рассматриваемой с точки зрения модели «гибких тел», в поле сил гравитации. Математические зависимости рассматриваемых параметров представлены в виде уравнений регрессии, полученных по результатам численного эксперимента.

Результаты исследования. Определено значение максимальной нагрузки на нижнюю направляющую крейцкопфа, для которого проводились дальнейшие гидродинамические исследования. Исследованы факторы, оказывающие влияние на процесс — зазоры, заполняемые смазкой (зависящие от конструкции узла), температура и давление в системе смазки. Получены математические зависимости влияния рассмотренных факторов на значения параметров, определяющих установление гидростатического режима.

Обсуждение и заключение. Полученные математические модели показывают степень и характер влияния рассматриваемых факторов на исследуемые параметры гидростатического режима смазки узла — силу, действующую на крейцкопф от смазочного слоя и массовый расход смазки на выходе системы. Выявлено, что наибольшее влияние оказывают изменение объема зазоров, заполненных смазкой, массовый расход смазки на входе в систему, который моделирует увеличение давления в смазочной системе узла трения. Полученные результаты не противоречат выводам, полученным в работах подобной тематики, и могут быть использованы в дальнейших исследованиях.

Ключевые слова: плунжерный насос, крейцкопф, гидростатическое трение, плоский поступательный подшипник, смазочный слой, гидродинамические параметры

Благодарности. Авторы выражают благодарность кандидату технических наук, доценту Ефимову А.В. за консультации по конструкциям крейцкопфных узлов.

Финансирование. Работа выполнена в рамках госбюджетной НИОКР AAAA–A20–120012190068–8 «Исследование, моделирование и разработка инновационных конструкций машин и оборудования нефтегазовых промыслов».

Для цитирования. Корчагина М.В., Степанов В.Н., Киреев С.О., Лебедев А.Р. Исследование параметров, влияющих на установление гидростатического режима в узле крейцкопф-направляющие плунжерного насоса высокого давления. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. 2024;24(4):316–327. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-316-327

Original Empirical Research

Investigation of Parameters Influencing the Establishment of Hydrostatic Mode in the Crosshead-Guide Assembly of High-Pressure Plunger Pump

Marina V. Korchagina ✉, **Valentin N. Stepanov**, **Sergey O. Kireev**, **Alexey R. Lebedev**
Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation
✉ ms.korchaginamv@mail.ru

Abstract

Introduction. When applying hydraulic fracturing technology to increase the efficiency of formation fluids, high-pressure pumps with a crosshead drive assembly are used. The major problem in the operation of these pumps is the wear of the crosshead guides. The crosshead is a flat sliding friction pair, leading to wear of the plunger seals and a decrease in the basic pump performance indicators. To solve this problem, it was previously proposed to use new materials and antifriction coatings, original designs of friction units, etc. However, a detailed description and solution to the problem under consideration has not been found in the literature at present. The objective of this study is to determine, under maximum load, the influence of the unit design, process temperature and pressure in the lubrication system on the values of the parameters that provide for the hydrostatic mode for a flat thrust bearing in a crosshead-guide unit of a high-pressure plunger pump.

Materials and Methods. The parameters were determined by the simulation technique using modal analysis applicable in the case of high dynamic loads acting on the studied unit. The calculation of the hydrodynamic parameters of the lubricating layer was based on the combination of the Reynolds model and the Stokes model in numerical modeling. The study was conducted using a calculation model representing a section of a plunger pump, considered as "flexible bodies" model, in the field of gravity forces. The mathematical dependences of the parameters under consideration were presented in the form of regression equations obtained from the results of a numerical experiment.

Results. The maximum load on the lower crosshead guide was determined, for which further hydrodynamic studies were conducted. Factors influencing the process were studied — gaps filled with lubricant (depending on the design of the unit), temperature, and pressure in the lubrication system. Mathematical dependences of the influence of the considered factors on the values of the parameters determining the establishment of the hydrostatic mode were obtained.

Discussion and Conclusion. The obtained mathematical models show the degree and influence of the factors under consideration on the studied parameters of the hydrostatic lubrication mode of the unit — the force acting on the crosshead from the lubricating layer, and the mass flow rate of the lubricant at the outlet of the system. It is found that the greatest influence is exerted by the change in the volume of gaps filled with lubricant, the mass flow rate of lubricant at the entrance to the system, which simulates the increase in pressure in the lubrication system of the friction unit. The results obtained do not contradict the conclusions reached in works on similar topics, and can be used in further research.

Keywords: plunger pump, crosshead, hydrostatic friction, flat sliding bearing, lubricating layer, hydrodynamic parameters

Acknowledgements. The authors would like to thank A.V. Efimov, Cand.Sci. (Engineering), Associate Professor, for consultations on crosshead assembly designs. The authors also appreciate the Editorial board of the Journal and anonymous reviewers for constructive comments that allowed improving the article.

Funding Information. The work was done within the framework of the state-financed R&D AAAA–A20–120012190068–8 "Research, Modeling and Development of Innovative Designs of Machinery and Equipment for Oil and Gas Fields".

For Citation. Korchagina MV, Stepanov VN, Kireev SO, Lebedev AR. Investigation of Parameters Influencing the Establishment of Hydrostatic Mode in the Crosshead-Guide Assembly of High-Pressure Plunger Pump. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. 2024;24(4):316–327. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-316-327

Введение. Для эффективного извлечения пластовых флюидов широкое применение в последние время получили технологии гидроразрыва пласта и массированного гидроразрыва пласта (ГРП). Уникальные свойства материалов, используемых при гидроразрыве пласта, обеспечивают при коротком цикле производства небольшой объем инвестиций по сравнению с традиционной добычей. Энергетические компании зачастую отказываются от участия в долгосрочных проектах с нестабильным и неизвестным будущим. Однако гибкий производственный процесс технологии ГРП позволяет избежать неопределенности, характерной для сырьевых рынков, ориентирующихся на ближайшую перспективу [1]. Технология ГРП требует использования насосов высокого давления (105 и 138 МПа) с большими расходами (9 000 л/мин) и мощностью более 5 000 кВт. Эластичные уплотнения поршневых насосов не выдерживают требуемых нагрузок и не позволяют регулировать усилия затяжки пакета уплотнений. Это привело к применению в этих условиях плунжерных насосов. При таких мощностях нагрузка на шток (плунжер) насоса может достигать более 140 тонн. При давлении в гидравлической части насоса 105 (138) МПа (с применением в качестве рабочих жидкостей высоко-агрессивных и высоко-абразивных сред) уплотнительные пакеты работают в чрезвычайно тяжелых условиях, моделированию которых посвящены работы [2, 3]. Для снятия радиальной нагрузки на уплотнения плунжера применяется крейцкопфная компоновка приводной части, когда всю радиальную нагрузку от шатунной группы воспринимает крейцкопф (ползун). В насосах большой мощности (3 500–5 000 кВт) нагрузка на крейцкопф в зоне контакта с направляющей может достигать десятков тонн, что может привести к срыву масляной пленки в зоне контакта.

Крейцкопф, передвигаясь по направляющим, обеспечивает радиальную фиксацию плунжера, воспринимая значительные знакопеременные нагрузки от шатуна и давления рабочей среды насоса. Крейцкопф изготавливается из высоколегированных сталей и, в отличие от направляющих, которые кроме центрирования должны обеспечивать минимум затрат на трение, испытывает значительные нагрузки. Износ направляющих крейцкопфа ведет к износу уплотнений плунжера и снижению давления и подачи. Направляющие крейцкопфа представляют собой композитную структуру — жесткое основание из углеродистой стали и антифрикционные вкладыши. Для уменьшения износа вкладышей посредством масляной гидравлической системы в зону контакта под давлением подается жидкостная смазка. Равномерное распределение смазки в зоне контакта обеспечивается маслораспределительными канавками на крейцкопфе. Однако указанные меры в конечном итоге обеспечивают довольно непродолжительный период работы (800–1 000 часов) крейцкопфной группы, что влечет за собой снижение ресурса использования всего насоса. Это обуславливает актуальность изучения условий возникновения гидростатического режима в рассматриваемом узле, представляющем собой плоский поступательный подшипник скольжения. Такое взаимодействие является типичным примером плоского скольжения твердой поверхности одной детали относительно другой, имеющее место во многих механизмах. Рассматриваемая пара трения представляет собой незамкнутую гидростатическую пару и имеет присущие подобным системам достоинства и недостатки. Нестабильность положения подвижного элемента приводит к неизбежным отклонениям гидростатического давления.

Подшипники скольжения являются узлами, определяющими надежность работы многих современных высокоскоростных и высоконагруженных машин (насосов, турбокомпрессоров, ДВС и др.). Узлы трения скольжения имеют ряд общих недостатков, приводящих к преждевременному износу и снижающих ресурс работы машины или агрегата. К ним относят недостаточную несущую и демпфирующую способность, приводящую к интенсивному износу, повышенным потерям мощности и расходу смазки, а также повышенный механический износ опорных поверхностей колодок (т.н. «просадок подшипника»), что требует повышенных зазоров.

Ввиду высокой актуальности, рассматриваемой проблемой занимаются многие исследователи. Авторы работы [4] формулируют индексы оценки эффективности нагрузки путем сравнения результатов с аналогичными, рассчитанными на виртуальной тестовой модели. В области проводимых исследований для узлов трения предлагают применение новых материалов и антифрикционных покрытий [5]. Качество узлов трения учитывается при первичных расчетах и проектировании. При этом методологии моделирования постоянно развиваются и совершенствуются [6]. Параметры, влияющие на узлы трения, постоянно изменяются в соответствии с условиями работы и материалами. Возникает потребность в новых методах моделирования и экспериментальной проверки полученных моделей. Ряд исследований посвящены проблеме разработки оптимизированных подшипниковых узлов. В работе [7] описывается эволюционный оптимизационный подход, позволяющий спроектировать подшипник с исключительными характеристиками как в специфических, так и в экстремальных условиях эксплуатации. Оптимизационный подход был применен при разработке прототипа упорного подшипника. Некоторые исследователи рассматривают вопросы получения защитного покрытия, снижающего износ на контактных поверхностях [8]. Результаты исследований [9] посвящены разработке математической модели радиальных подшипников скольжения конечной длины и демпферов с пористыми конструктивными элементами на поверхности подшипниковой втулки.

Многими исследователями отмечается важность выбора подходящей модели контактной силы для анализа динамической реакции в связи с наличием зазора. Наиболее близким к рассматриваемой проблеме является исследование, представленное в работе [10]. Проведенные моделирование и испытания показали, что динамические характеристики механизма с учетом трения имеют существенные различия на уровне ускорений. При учете трения увеличивается потребление энергии. Зазор в поступательной паре ползун(крейцкопф)-направляющие влияет на динамические характеристики и приводит к хаотическому отклику механизма. На основе эксперимента, проведенного авторами работы, была предложена 3D-модель шарнира с зазором для кривошипно-ползунного механизма. Эта модель представляет собой комплексное описание режимов контакта, в котором использована группа моделей контактных сил, отражающих различные явления контактного воздействия. Путем комбинирования теоретического расчета, моделирования и эксперимента выявлены нелинейные динамические характеристики механизма с поступательным шарниром с зазором. Однако исследование не затрагивает пару ползун-направляющие и потому не дает полного описания и решения рассматриваемой проблемы.

Все рассматриваемые исследования в той или иной мере посвящены проблеме повышения ресурса технических устройств, разработке новых или совершенствованию технологий и методов расчета, повышающих износостойкость узлов трения скольжения. Большинство работ посвящены работе радиальных и упорных подшипников вращения, имеющих линейный контакт поверхностей. Приводимые в них расчеты не могут быть в полной мере применены для плоских подшипников и поступательного действия. Все полученные результаты могут лечь в основу настоящего исследования, но требуют проверки на применимость для плоскостного контакта трущихся поверхностей, рассматриваемого в настоящем исследовании. Для разработки оптимальной конструкции системы питания узла трения необходимо провести многофакторное исследование, опирающееся на уравнение Рейнольдса, граничными условиями которого являются условия равенства давления в напорных и сливных плоскостях. Такой расчет необходим для определения параметров, при которых создается гидростатический режим трения. Целью данного исследования является определение при максимальной нагрузке влияния конструкции узла, температуры процесса и давления в системе смазки на значения параметров, обеспечивающих гидростатический режим для плоского подпятника в узле крейцкопф-направляющие плунжерного насоса высокого давления. Задачи исследования включают разработку расчетной модели, проведение численного эксперимента, обработку его результатов, выявление взаимосвязи и установление математических зависимостей между параметрами, влияющими на установление гидростатического режима работы плоского поступательного узла трения.

Материалы и методы. В настоящее время разработано и активно применяется для исследования сложных инженерных систем множество широко известных подходов к моделированию движения деформируемых конструкций. Наиболее приемлемым методом исследования в случае невозможности или высокой стоимости проведения эксперимента на реальном объекте, вследствие его высокой стоимости и значительных массо-габаритных характеристик, является метод имитационного моделирования. Среди разнообразных методов приближенного решения проблемы выделяется метод конечных элементов (МКЭ). Это простой, но в то же время очень продуктивный метод, допускающий множество различных формулировок, ориентированных на различные области применения. Он хорошо исследован и широко применяется на практике. В рассматриваемом случае высоких динамических нагрузок, действующих на исследуемый узел, когда оказывается необходимым учитывать инерционную связь между большими перемещениями тела и упругими деформациями, применимо использование модального анализа. Модальный анализ позволяет получить естественные частоты, формы и векторы мод, помогает в оценке сил и реакций системы при собственных частотах, возникающих в результате минимальных деформаций. Исследование силового взаимодействия в рассматриваемой системе предполагается на твердотельной модели секции плунжерного насоса средствами модального анализа с учетом свободных колебаний и частоты собственных мод всех элементов механизма. Данный метод дает хорошие результаты в случае проведения исследований динамических характеристик конструкции, подверженных вибрации [11].

Моделирование контактного взаимодействия крейцкопфа и направляющих сводится к решению динамической нелинейной задачи механики деформируемого твердого тела, в данной постановке представляющего систему, состоящую из кривошипного вала, шатуна и крейцкопфа-плунжера. При рабочем цикле насоса в элементах конструкции возникают нестационарные динамические напряжения, а контактное взаимодействие характеризуется изменяющейся во времени площадью контакта и силой. Движение механической системы описывается уравнением Лагранжа второго рода:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i,\ i = 1,\ n, \qquad (1)$$

где T — кинетическая энергия системы; U — потенциальная энергия; Q_i — обобщенная сила; q_i — обобщенная скорость; i — число степеней свободы данной системы.

Формулировка метода конечных элементов (МКЭ) в терминах абсолютных координат учитывает небольшие упругие деформации и движение тела как единого целого. Эта формулировка охватывает весь спектр возможных задач в рассматриваемой области, однако она очень сложна как для её исследования, так и для проведения практических расчетов. Поэтому применение данного подхода в задачах, в которых упругие тела участвуют в макродвижении, но подвержены лишь малым деформациям, часто оказывается неоправданным с точки зрения эффективности.

Наиболее эффективным методом редукции модели является метод Крейга-Бэмптона, широко известный под именем динамической редукции или метода связанных подструктур. При выводе уравнений динамики упругих тел, подверженных глобальному движению и малым деформациям, вводится следующее дополнительное приближение: инерция упругой конструкции сосредоточена в узлах её МКЭ-модели. Данное приближение позволяет достаточно просто вывести уравнения динамики. Сами эти уравнения оказываются несложными. Метод Крейга-Бэмптона определяет матрицы обобщенной массы и обобщенной жесткости через модальную трансформацию [12].

Исследование гидродинамических параметров смазочного слоя основано на объединении модели Рейнольдса и модели Стокса в численном моделировании.

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0. \tag{2}$$

Уравнения Навье-Стокса для модели движения вязкой несжимаемой среды [13]:

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial u}{\partial t}+u\cdot\frac{\partial u}{\partial x}+v\cdot\frac{\partial u}{\partial y}+w\cdot\frac{\partial u}{\partial z}=\frac{-1}{\rho}\cdot\frac{\partial \rho}{\partial x}+\eta\cdot\Delta u+g_x,\\
&\frac{\partial v}{\partial t}+u\cdot\frac{\partial v}{\partial x}+v\cdot\frac{\partial v}{\partial y}+w\cdot\frac{\partial v}{\partial z}=\frac{-1}{\rho}\cdot\frac{\partial \rho}{\partial y}+\eta\cdot\Delta v+g_y,\\
&\frac{\partial w}{\partial t}+u\cdot\frac{\partial w}{\partial x}+v\cdot\frac{\partial w}{\partial y}+w\cdot\frac{\partial w}{\partial z}=\frac{-1}{\rho}\cdot\frac{\partial \rho}{\partial z}+\eta\cdot\Delta w+g_z,
\end{aligned} \tag{3}$$

где v, w, u — компоненты вектора скорости в декартовой системе координат x, y, z; η — кинематическая вязкость; g_x, g_y, g_z — компоненты массовых сил; ρ — плотность вещества.

Для моделирования и исследования гидродинамической смазки был использован метод конечных элементов Рейнольдса-Стокса-Галеркина (R-SGFEM) с граничными условиями скольжения. Эффекты получены на основе уравнения Стокса, которое рассчитывается методом конечных элементов Галеркина [14]. Среди них модифицированное уравнение Рейнольдса эффективно обрабатывает границу скольжения с различной степенью проскальзывания. Уравнение Стокса решает проблему рециркуляции в микро-каналах. Метод Галеркина с элементами с высокой точностью и хорошей адаптацией к форме границ может точно моделировать давления и скорости в смазочном поле. Движение сплошной среды описываются системой уравнений гидродинамики.

Математические зависимости предполагается представить в виде уравнений регрессии, полученных по результатам численного эксперимента. Для построения уравнений регрессии предполагается использовать многофакторный регрессионный анализ с применением теории планирования эксперимента [15].

Результаты исследования. В качестве расчетной модели для проведения численного эксперимента была смоделирована секция плунжерного насоса в составе: кривошипный вал (1), шатун (2), крейцкопф (3), направляющие крейцкопфа (4), шток (5), плунжер (6), пакет уплотнений (7) (рис. 1). Материал элементов, используемых в динамическом расчете: кривошипный вал, шатун, крейцкопф-плунжер (сталь с модулем упругости 207 ГПа), направляющие (бронза с модулем упругости 106 ГПа), уплотнения плунжера (100 ГПа).

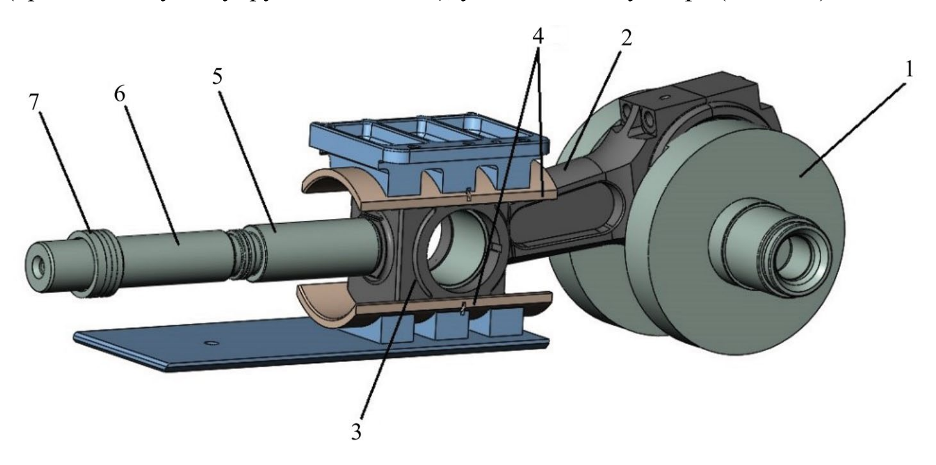


Рис. 1. Секция плунжерного насоса

Система рассматривалась с точки зрения модели «гибких тел» с шестью модами, для каждого элемента секции был проведен анализ движения крейцкопфа в поле сил гравитации [16]. Переопределены связи (контакт, вращение), задана частота вращения вала — 80 об/мин (480 град./с). Максимальное давление на плунжере — 105 МПа, диаметр плунжера — 80 мм. Давление от перекачиваемой среды на плунжер в процессе нагнетания смоделировано пружиной с соответствующей жесткостью, учитывающей ход плунжера 164 мм, на всасывании пружина автоматически отключается. Динамическая модель представлена на рис. 2.

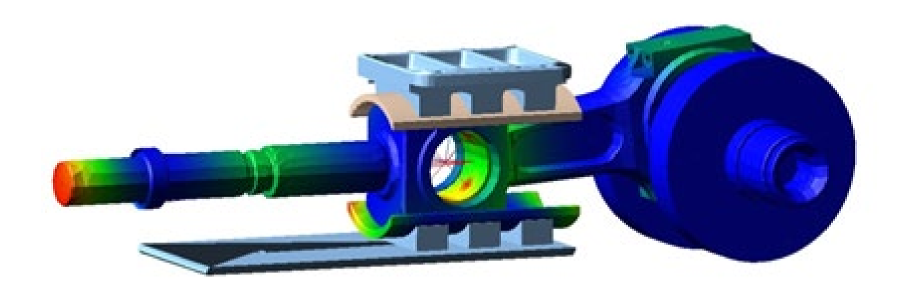


Рис. 2. Динамическая модель исследования

С помощью данной модели было определено значение максимальной нагрузки на нижнюю направляющую крейцкопфа, составляющую 43,5 кН, определено его положение, соответствующее данной нагрузке. Все дальнейшие расчеты проводились для этого значения нагрузки. По определенному положению максимальной нагрузки на нижнюю направляющую от крейцкопфа была смоделирована расчетная гидродинамическая модель, показанная на рис. 3. Зазор между крейцкопфом и направляющей составлял 0,35 мм. Толщина одного из шести расчетных пограничных слоев гидродинамического расчета — 0,03 мм.

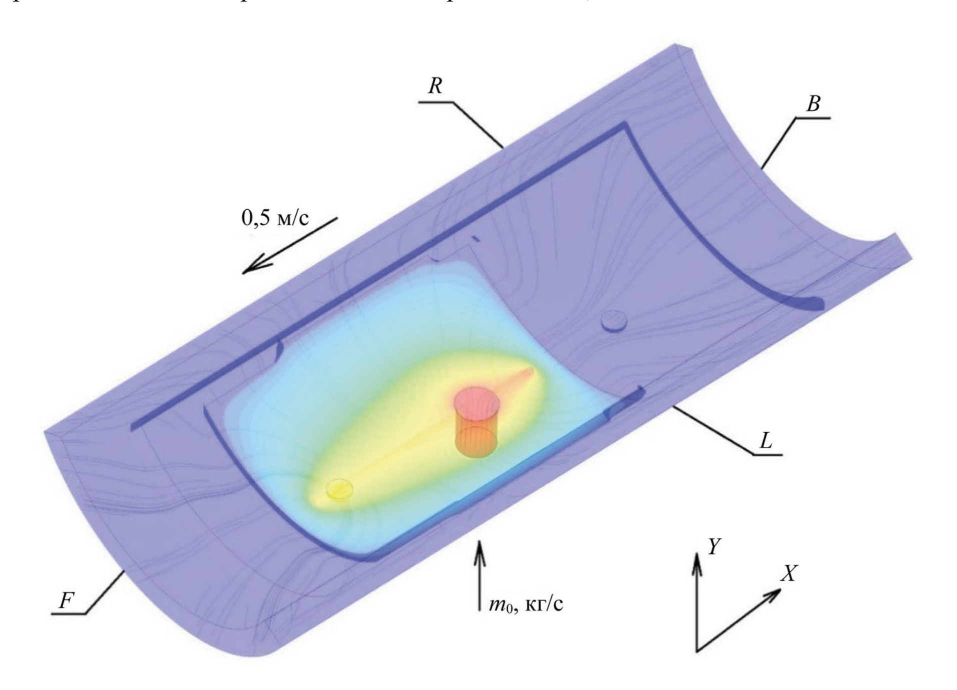


Рис. 3. Расчётная гидродинамическая модель

Исследование опиралось на следующие постулаты и допущения:

1. Пара трения ползун направляющие является плоским осевым подшипником скольжения (пята-подпятник);

2. Для обеспечения гидростатического режима смазку необходимо подавать под достаточно большими давлением, так, чтобы внешняя нагрузка уравновешивалась гидростатически. Для расчета необходимо установить, какое количество жидкости и под каким давлением нужно подавать в зазор, чтобы обеспечить оптимальную толщину смазочного слоя;

3. Делаем допущение, что подшипник плоский и клиновой, зазор не учитываем. Зазор рассматриваем как геометрический (пространство между направляющими и крейцкопфом, соответствующий посадке в рассматриваемом узле).

В качестве факторов, влияющих на обеспечение гидростатического режима для плоского подшипника скольжения, к которым можно отнести рассматриваемый узел крейцкопф-направляющие, приняты следующие параметры:

– объем смазки, находящийся в зазорах рассматриваемого узла, зависит от варианта конструкции, см^3;

– температура смазки в зоне контакта, °С;

– давление в системе смазки, МПа.

Давление смазки задавалось через расход смазки на входе системы. Для определения зависимости между этими параметрами был проведен предварительный регрессионный анализ. Давление измерялось для фиксированного объема 125 см^3 и температуры 50 °С. Результаты представлены на рис. 4.

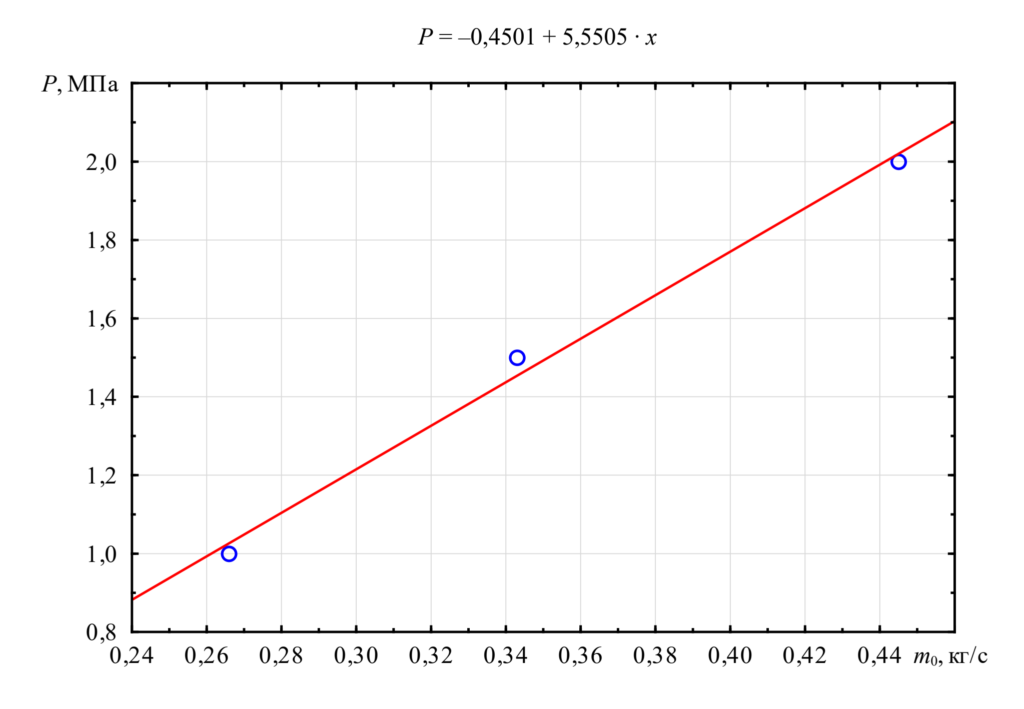


Рис. 4. Зависимость межу давлением $F_{см}$ и расходом смазки m_0 на входе в систему

Результаты, представленные на рис. 3 показывают прямопропорциональную, близкую к линейной зависимость и подтверждают корректность использования расхода смазки на входе в систему для моделирования процесса задания необходимого давления.

Для проведения полного факторного эксперимента 2^3 были определены интервалы варьирования, представленные в таблице 1, и составлена матрица планирования (таблица 2).

Выходными параметрами приняты: сила от смазочного слоя, действующая на крейцкопф $F_{кр}$, H и расход смазки на выходе из системы, определяемый как сумма жидкости, истекающей через зазоры R, B, L, F.

Таблица 1

Интервалы варьирования факторов

Уровни факторов	Факторы варьирования		
	x_1	x_2	x_3
	Вариант конструкции (объем системы смазки, см^3)	Температура, °С	Давление в системе смазки, МПа
Нижний уровень (–)	Вариант 1 (V_1 = 1,532)	20	1,0 МПа
Основной уровень (0)	Вариант 2 (V_2 = 4,125)	50	1,5 МПа
Верхний уровень (+)	Вариант 3 (V_3 = 5,475)	90	2,0 МПа

Матрица планирования и значения функции отклика представлены в таблице 2

Таблица 2

Матрица планирования 2^3 ПФЭ

Номер опыта	Входные параметры			Выходные параметры	
	x_1 Вариант конструкции (объем системы смазки, м3)	x_2 Температура, °С	x_3 Давление в системе смазки, МПа	y_1 Сила от смазочного слоя на крейцкопф $F_{см}$, кН	y_2 Расходный параметр смазки (скорость истечения через зазор), m, кг/с
1	+ Вариант 3	+ 90	+ 2,0	15,803	0,3127
2	– Вариант 1	+ 90	+ 2,0	23,278	0,2104
3	+ Вариант 3	– 20	+ 2,0	44,940	0,3139
4	– Вариант 1	– 20	+ 2,0	66,074	0,2091
5	+ Вариант3	+ 90	– 1,0	93,14	–0,1689
6	– Вариант 1	+ 90	– 1,0	14,005	0,1169
7	+ Вариант3	– 20	– 1,0	27,310	–0,1661
8	– Вариант 1	– 20	– 1,0	40,969	0,1155
9	0 Вариант 2	0 50	0 1,5	18,579	0,2756

После обработки результатов численного эксперимента, согласно представленной матрице планирования, были получены зависимости, описывающие влияние рассматриваемых факторов на исследуемые параметры:

$$y_1 = 13,298 + 3,052x_1 + 3,56x_3 - 6,5x_1x_2 + 0,9x_1x_3 - 1,65x_1x_2x_3, \quad (4)$$

$$y_2 = 0,12 + 0,14x_3 + 0,096x_1x_3. \quad (5)$$

После перехода от стандартного масштаба к натуральному, уравнения регрессии приняли следующий вид:

– уравнение, описывающее давление от смазочного слоя на крейцкопф, H:

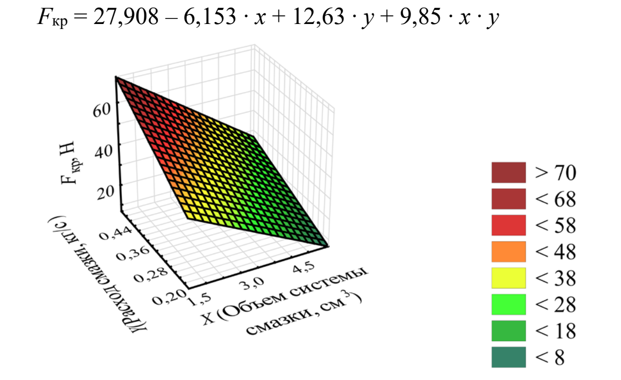
$$F_{кр} = -10,94 + 2,67V - 9,75m_0 - 26,89t - 0,004Vt + 18,46Vm_0 + 1,64m_0t - 0,398m_0Vt. \quad (6)$$

– уравнение, описывающее расход смазки (истечение через зазоры), кг/с:

$$M = 0,59 - 1,37m_0 + 0,696m_0V. \quad (7)$$

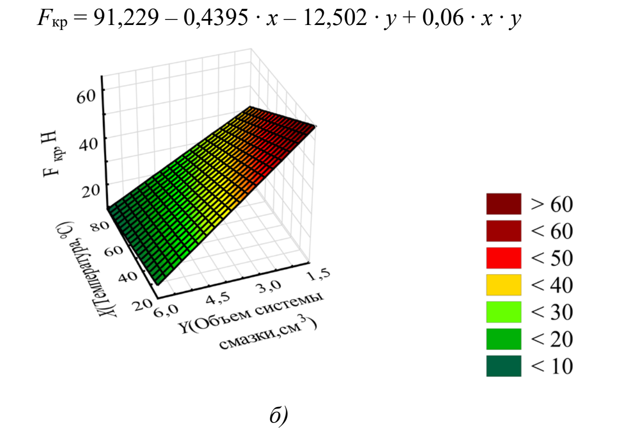
Для визуализации результатов и их дальнейшего анализа были построены графики функции силы, действующей на крейцкопф. При закреплении одного из факторов на основном уровне, полученные зависимости представлены на рис. 5.

$F_{кр} = 27,908 - 6,153 \cdot x + 12,63 \cdot y + 9,85 \cdot x \cdot y$



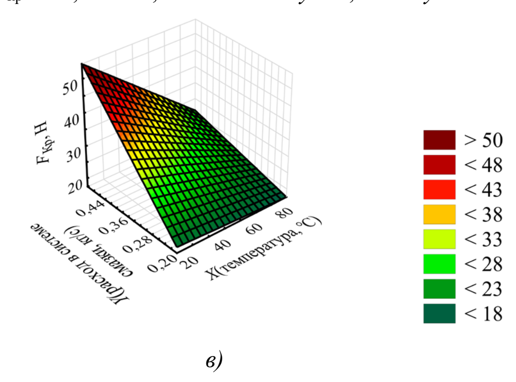
а)

$F_{кр} = 91,229 - 0,4395 \cdot x - 12,502 \cdot y + 0,06 \cdot x \cdot y$



б)

$F_{кр} = –8,692 + 0,224 \cdot x – 142 \cdot y + 1,25 \cdot x \cdot y$



в)

Рис. 5. Зависимости значения силы, действующей на крейцкопф от смазочного слоя, при различном сочетании факторов варьирования: *а* — значение силы при $t = 50$ °С; *б* — значение силы при $m = 0,346$ кг/с; *в* — значение силы при $V = 4,125$ см^3

График зависимости, описывающий расход смазки (истечение через зазоры) представлен на рис. 6.

$P_{см\text{-}вых} = 0,59 – 0,37 \cdot x – 0,23 \cdot y + 0,649 \cdot x \cdot y$

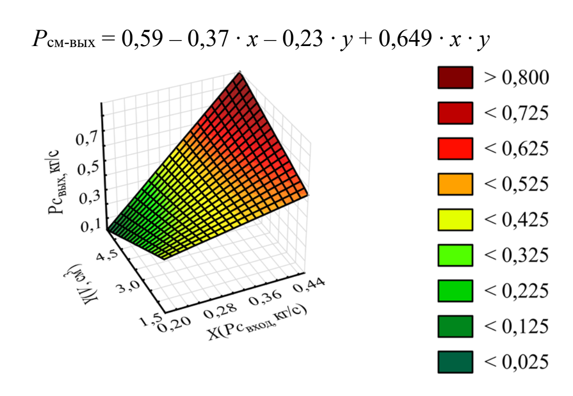


Рис. 6. Расход смазки на выходе системы (истечение через зазоры)

Также были определены зависимости массового расхода смазки на выходе системы (рис. 6) и массового расхода подачи смазочного материала (рис. 7) от объема зазоров, заполненных смазкой.

$P_c = 0,12 + 0,008 \cdot x$

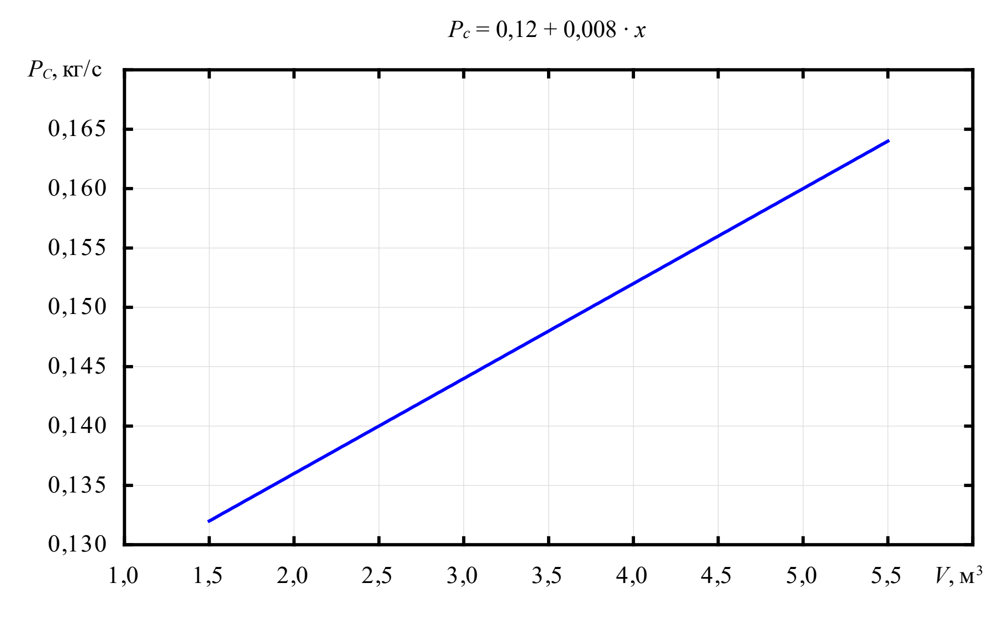


Рис. 7. Зависимость массового расхода от объема

Обсуждение и заключение. Полученная математическая модель, описывающая зависимость силы, действующей на крейцкопф от смазочного слоя, показывают, что температура не оказывает существенного влияния на рассматриваемый параметр, так как коэффициент уравнения регрессии при этом факторе признан незначимым и его влияние осуществляется только в парном взаимодействии. Это хорошо иллюстрируют рис. 5 *б, в*. Изменение объ-

ема зазоров, заполненных смазкой и массового расхода смазки на входе в систему, моделирующее увеличение давления в смазочной системе узла трения, оказывают равное влияние. Одновременное увеличение этих параметров приводит к снижению силы, действующей на крейцкопф и обеспечивающей гидростатический режим работ узла при достижении равенства значений с нормальной силой, прижимающей крейцкопф к направляющим. Определено что увеличение объема приводит к снижению давления в системе и желаемый эффект не достигается (рис. 5 *а*). При фиксировании давления в системе смазки увеличение объема зазоров, заполненных смазкой, приводит к увеличению исследуемой силы и дает положительный эффект (рис. 5 *б*). Аналогично фиксирование зазора при увеличении давления приводит к увеличению силы давления смазки на крейцкопф (рис. 5 *в*). Результаты численного эксперимента не противоречат выводам, описанным в работах, описывающих базовые уравнения гидродинамической теории смазки [9], обоснованию выбора начальных и граничных условий [10], рассматривающих различные способы подачи смазки в узел трения [16] и могут быть использованы при дальнейших исследованиях.

Уравнения, полученные для массового расхода смазки на выходе системы, определяемого как истечение ее через зазоры, показывают, что он зависит от параметров массового расхода на входе системы (подачи смазки в узел) и объемом зазоров. Другие рассматриваемые факторы не влияют на это параметр. При этом увеличение объема приводит к снижению силы, действующей на крейцкопф, а увеличение массового расхода — к ее увеличению (рис. 5). Анализ зависимости между массовым расходом смазки на выходе из системы и объемом зазоров позволяет установить, что соотношение увеличения истечения через зазоры к увеличению объема составляет приблизительно 1/2. Это показывает, что для сохранения давления в системе на том же уровне при увеличении объема зазоров, необходимо двухкратное увеличение массового расхода смазки при подаче в систему.

Для определения экстремума для каждого из рассматриваемых параметров, оказывающих влияние на процесс установления гидростатического режима и выявления оптимально значения исходных параметров работы узла, необходимо проведение эксперимента второго порядка, учитывающего выявленные в настоящей работе закономерности.

Список литературы / References

1. Eckhouse G. United States Hydraulic Fracturing’s Short-Cycle Revolution and the Global Oil Industry’s Uncertain Future. *Geoforum*. 2021;127:246–256. https://doi.org/10.1016/j.geoforum.2021.07.010

2. Shaowen Mao, Kan Wu, George Moridis. Integrated Simulation of Three-Dimensional Hydraulic Fracture Propagation and Lagrangian Proppant Transport in Multilayered Reservoirs. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 2023;410:116037. https://doi.org/10.1016/j.cma.2023.116037

3. Huiying Tang, Philip H Winterfeld, Yu-Shu Wu, Zhao-qin Huang, Yuan Di, Zhengfu Pan, et al. Integrated Simulation of Multi-Stage Hydraulic Fracturing in Unconventional Reservoirs. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2016;36A:875–892. https://doi.org/10.1016/j.jngse.2016.11.018

4. Chen Yang, Xingwen Wu, Maoru Chi, Wubin Cai, Zikui Ma, Xuesong Yao. A Load Estimation Model for Axle Box Bearings of High-Speed Trains Based on Vehicle Dynamic Response. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2024;221:111728. https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2024.111728

5. Василенко В.В., Кирищиева В.И., Мукутадзе М.А., Шведова В.Е. Исследование износостойкости подшипника скольжения с полимерным покрытием опорного кольца, имеющим канавку. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. 2022;22(4):365–372. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-4-365-372

Vasilenko VV, Kirishchieva VI, Mukutadze MA, Shvedova VE. Investigation of the Wear Resistance of the Journal Bearing with Polymer-Coated Grooved Support Ring. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. 2022;22(4):365–372. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-4-365-372

6. Polyakov RN, Savin AL. The Method of Long-Life Calculation for a Friction Couple “Rotor – Hybrid Bearing”. In: *Proc. 7th International Conference on Coupled Problems in Science and Engineering.* Barcelona: CIMNE; 2017: P. 433–440. URL: https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/190572/Coupled-2017-39-The%20method%20of%20long-life.pdf?sequence=1&isAllowed=y (accessed: 20.07.2024).

7. Novotný P, Jonák M, Vacula J. Evolutionary Optimisation of the Thrust Bearing Considering Multiple Operating Conditions in Turbomachinery. *International Journal of Mechanical Sciences.* 2021;195:106240. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2020.106240

8. Shutin DV, Polyakov RN. Active Hybrid Bearings as Mean for Improving Stability and Diagnostics of Heavy Rotors of Power Generating Machinery. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.* 2020;862(3):032098. http://doi.org/10.1088/1757-899X/862/3/032098

9. Kolesnikov IV, Mukutadze AM, Avilov VV. Ways of Increasing Wear Resistance and Damping Properties of Radial Bearings with Forced Lubricant Supply. In: Radionov A, Kravchenko O, Guzeev V, Rozhdestvenskiy Y (eds). *Proc. 4th International Conference on Industrial Engineering*. Cham: Springer; 2019. P. 1049–1062. http://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_110

10. Polyakov R, Majorov S, Kudryavcev I, Krupenin N. Predictive Analysis of Rotor Machines Fluid-Film Bearings Operability. *Vibroengineering Procedia*. 2020;30:61–67. http://doi.org/10.21595/vp.2020.21379

11. Hemant Kumar Gurve, Rajesh Kumar Satankar. Modal and Harmonic Analysis of Stiffened Plate Using First-Order Shear Deformation Theory. *Materials Today: Proceedings*. 2022;51(1):325–331. https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.05.416

12. Yudakov AA. Principles of Flexible Body General Dynamic Equations Derivation Based on the Craig–Bampton Model and Their Practically Significant Ap-proximations. *Bulletin of the Udmurt University. Mathematics. Mechanics. Computer Science.* 2012;3:126–140. URL: http://vst.ics.org.ru/uploads/vestnik/3_2012/12-03-12.pdf (accessed: 20.07.2024).

13. Радченко С.Г., Лапач С.Н. Основные концепции множественного регрессионного анализа. *Математические машины и системы.* 2013;(1):150–156.

Radchenko SG, Lapach SN. Basic Concepts of Multiple Regression Analysis. *Mathematical Machines and Systems*. (In Russ.) 2013;(1):150–156.

14. Xia Tao, Jiaxiong Hao, Yu Zhang. The Uniform Convergence of a Weak Galerkin Finite Element Method in the Balanced Norm for Reaction–Diffusion Equation. *Mathematics and Computers in Simulation.* 2024;220:445–461. https://doi.org/10.1016/j.matcom.2024.02.001

15. Поляков Р.Н., Савин Л.А., Внуков А.В. Математическая модель бесконтактного пальчикового уплотнения с активным управлением зазором. *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии.* 2018;327(1):66–71.

Polyakov RN, Savin LA, Vnukov AV. Mathematical Model of the Non-Contact Finger Seal with Active Management of the Clearance. *Fundamental and Applied Problems of Technics and Technology*. 2018;327(1):66–71.

16. Kornaeva EP, Kornaev AV, Kazakov YuN, Polyakov RN. Application of Artificial Neural Networks to Diagnostics of Fluid-Film Bearing Lubrication. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.* 2020;734:012154. http://doi.org/10.1088/1757-899X/734/1/012154

Об авторах:

Марина Валерьевна Корчагина, кандидат технических наук, доцент кафедры машин и оборудования нефтегазового комплекса Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), SPIN-код, ORCID, ScopusID, ResearcherID, ms.korchaginamv@mail.ru

Валентин Николаевич Степанов, старший преподаватель кафедры машин и оборудования нефтегазового комплекса Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), SPIN-код, ORCID, st_fem@bk.ru

Сергей Олегович Киреев, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой машин и оборудования нефтегазового комплекса Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), SPIN-код, ORCID, ScopusID, ResearcherID, kireevso@yandex.ru

Алексей Романович Лебедев, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры машин и оборудования нефтегазового комплекса Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), SPIN-код, ORCID, ScopusID, alex-diplom@mail.ru

Заявленный вклад авторов:

М.В. Корчагина: формирование основной концепции, цели и задачи исследования, подготовка текста, анализ результатов исследований, формирование выводов.

В.Н. Степанов: проведение расчетов.

С.О. Киреев: научное руководство.

А.Р. Лебедев: доработка рисунков и текста, корректировка выводов.

Конфликт интересов: **авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.**

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

About the Authors:

Marina V. Korchagina, Cand.Sci. (Eng.), Associate Professor of the Machinery and Equipment of the Oil and Gas Complex Department, Don State Technical University (1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, 344003, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, ScopusID, ResearcherID, ms.korchaginamv@mail.ru

Valentin N. Stepanov, Senior Lecturer of the Machinery and Equipment of the Oil and Gas Complex Department, Don State Technical University (1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, 344003, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, st_fem@bk.ru

Sergey O. Kireev, Dr.Sci. (Eng.), Professor, Head of the Machinery and Equipment of the Oil and Gas Complex Department, Don State Technical University (1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, 344003, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, ScopusID, ResearcherID, kireevso@yandex.ru

Alexey R. Lebedev, Cand.Sci. (Eng.), Associate Professor of the Machinery and Equipment of the Oil and Gas Complex Department, Don State Technical University (1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, 344003, Russian Federation), SPIN-code, ScopusID, ORCID, alex-diplom@mail.ru

***Claimed Contributorship*:**
MV Korchagina: basic concept formulation, research objectives and tasks, preparation of the text, analysis of the research results, formulation of conclusions.
VN Stepanov: computational analysis.
SO Kireev: academic advising.
AR Lebedev: revision of drawings and the text, correction of the conclusions.

***Conflict of Interest Statement:* the authors claimed no conflict of interest.**

All authors have read and approved the final manuscript.

Поступила в редакцию / Received 27.09.2024
Поступила после рецензирования / Reviewed 23.10.2024
Принята к публикации / Accepted 31.10.2024